

УДК 621.43:533.6

doi:10.20998/2413-4295.2018.16.08

ОЦЕНКА СКОРОСТИ ПОТОКА ГАЗОВ В СИСТЕМЕ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР

В. П. ЛИТВИНЕНКО

кафедра «Эксплуатации судовых энергетических установок», Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия», Мариуполь, УКРАИНА
email: jltinski@gmail.com

АННОТАЦИЯ В современных условиях все более актуальным оказывается вопрос поиска оптимизационных решений работы судовых дизелей. К такому выводу можно прийти, если рассматривать тенденцию их развития с позиций оценки методов проектирования, технического и технологического совершенствования, а также характера исследований, проводимых в этом направлении. В особенности это свойственно теоретическим подходам, используемым в сложившихся методиках отображения цилиндрических термодинамических процессов. Большею частью здесь реализуются квазистатические подходы в описании характера изменения параметров, подразумевая, что эти процессы равновесны и обратимы во всем периоде их протекания. Однако, как это следует из результатов современных исследований, принимаемые допущения не в полной мере отображают реальные процессы и по этой причине их использование оказывается в определенной мере сдерживающим развитие дизелей фактором. В исследовании обращено внимание на возможность описания работы двигателей внутреннего сгорания с позиций газовой динамики, при условии оценки скорости потока газов, как фактора влияющего на эффективность термодинамических процессов. Установлена недостаточность информации в части учета потока газов при вынужденных возмущениях, свойственных работе дизеля, что привело к необходимости изготовления экспериментальной установки, позволившей выявить закономерности влияния перемещаемого в цилиндре поршня на характер изменения скорости потока газов. Предложен алгоритм расчета скорости потока газов посредством допущения о равенстве скорости распространения газов движущихся под воздействием избыточного давления и скорости высвобождения объема цилиндра движущимся поршнем, что позволило определять условно выделенную линию равновесия потока газов по скорости. Полученные в результате проведенного эксперимента данные, свидетельствуют о реальности сделанных допущений, а реализуемые в исследовании методы могут быть привнесены в методы анализа и расчета действующих дизелей.

Ключевые слова: экспериментальная установка; дизель; скорость потока газов; поршень; скорость поршня; насосный эффект; скорость звука; вынужденные возмущения газов; вакуумметр; обратный клапан; разряжение.

EVALUATION OF THE FLOW GAZ RATE IN THE PISTON CYLINDER SYSTEM

V. LITVYNENKO

Department, «Ship power plant operation», Azov Maritime Institute of the National University «Odessa Maritime Academy», Mariupol, UKRAINE

ABSTRACT In the modern conditions the search for optimization solutions for the operation of marine diesel engines is becoming more and more topical. This conclusion may be reached when considered the tendency of their development from the standpoint of evaluating design methods, technical and technological improvement, and also the character of the findings conducted in that respect. Especially, it is common among the theoretical approaches used in the existing methods for showing cylinder thermodynamic processes. For the most part, quasistatic approaches are realized there in describing the nature of the change in parameters, implying that these processes are in equilibrium and reversible throughout the entire period of their course. However, as follows from the results of modern findings, the assumptions made do not fully reflect the real processes and for this reason their use is to a certain extent deterring the development of diesel engines by the factor. The study draws attention to the possibility of describing the operation of internal combustion engines from the viewpoint of gas dynamics, provided that the gas flow rate is estimated as a factor influencing the efficiency of thermodynamic processes. Insufficiency of information regarding accounting for the flow of gases in forced disturbances typical of diesel operation was established, which led to make an experimental setup that made it possible to reveal the regularities of the effect of the piston moved in the cylinder on the nature of the change in the gas flow rate. An algorithm is proposed for calculating the flow rate of gases by assuming that the velocity of propagation of gases moving under the influence of excess pressure and the rate of release of the cylinder volume by a moving piston is equal, which made it possible to determine the conditionally distinguished equilibrium line of the gas flow in terms of velocity. The data obtained as a result of the experience of the experiment are evidence of the reality of the assumptions made, and the methods implemented in the study can be introduced into methods for analyzing and calculating operating diesel engines.

Keywords: experimental plant; diesel; speed gas flow; piston; piston speed; pump effect; sound velocity; forced gas disturbance; vacuum gauge; return valve; negative pressure.

Введение

В порядке исследования принципов совершенствования смешанных и комбинированных

циклов дизеля, нами было обращено внимание на неравновесность термодинамических процессов и необходимость поиска условий оптимального их протекания. В этой связи, нами выдвигалась гипотеза

о существовании условий разрыва параметров под воздействием движущегося поршня. Такое положение в цилиндре обозначалось некоторой линией разрыва, как характеристики обратимости процессов. В частности из условия равенства принятой нами объемной скорости распространения газов под воздействием избыточного давления и скоростью, с которой высвобождается объем цилиндра движущимся поршнем, определялась степень предварительного расширения, как одна из фундаментальных характеристик термодинамического процесса. При этом делалось допущение о том, что в момент равенства отмечаемых скоростей, приращение энтропии в цикле оказывается равным нулю, что соответствует выводам в известных теоретических исследованиях, $\Delta S = 0$, [1,2]. Такое условие нами обозначалось линией разрыва, подразумевая разрыв по равенству отмечаемых скоростей, при условии завершения изобарного процесса. Отмечалось что на линии разрыва, как характеристике завершения изобарного процесса, параметры термодинамического процесса к которым отнесены энтропия, давление, плотность газов и температура неизменны, ($S = \text{const}$, $P = \text{const}$, $T = \text{const}$) при условии, что приращение энтропии равно нулю. В дальнейшем, по мере увеличения скорости поршня, это условие нарушается в зависимости от изменения скорости потока газов и скорости перемещения поршня, [2,3].

Принимая во внимание полученные результаты, в настоящей работе, таким образом, ставилась задача поиска критических условий, при которых изменение отмечаемых параметров оказывается существенным, что и будет указывать на необходимость принятия решений по совершенствованию цикла, за счет привнесения изменений в процесс расширения газов.

Сделанное допущение основывается на том факте, что движущийся поршень обладает не равномерной скоростью и на некотором промежутке его движения вероятно наступление момента, при котором скорость высвобождаемого объема окажется больше скорости распространения газов, движение которых вызвано избыточным давлением. Так что вероятно проявление следующей линии разрыва, но при других соотношениях термодинамических параметров.

Наглядность рассматриваемого подхода поясняется рис. 1.

В ходе выполнения настоящей работы нам не представилось возможным обнаружить работ, которые бы в полной мере давали описание цилиндрических процесс в дизелях использованием газодинамических подходов. Исключение составила работа М.Г. Кругова, А.А. Меднова «Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания», где авторы, рассматривая термодинамические процессы в комбинированном цикле,

отмечают вероятность возникновения ударных волн в цикле, [3].

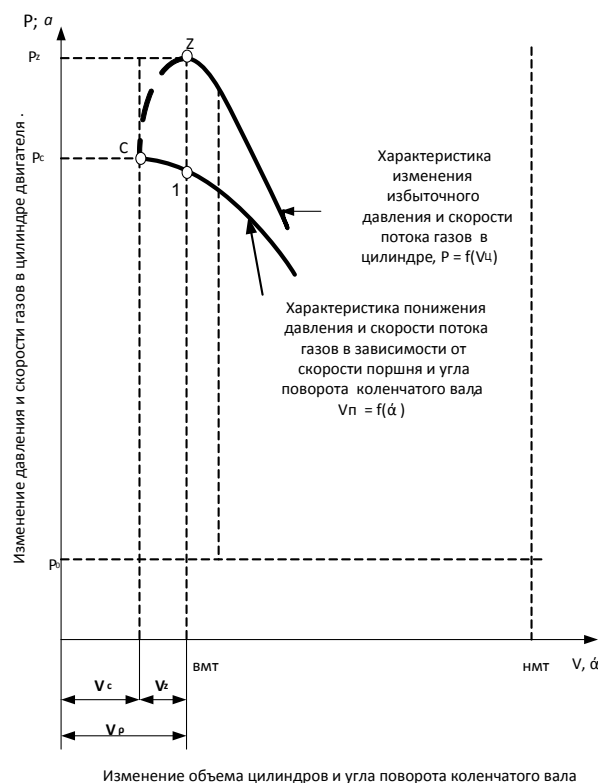


Рис. 1 – Изменение давление в цилиндре дизеля в зависимости от объемной скорости и скорости высвобождения объема цилиндра движущимся поршнем: P_c , P_z – давление сжатия и сгорания; V_c – объем камеры сжатия; V_z – объем цилиндра при достижении максимального давления сгорания; V_p – объем цилиндра, используемый в расчете степени предварительного расширения; α – угол поворота коленчатого вала

В общетеоретическом плане в этом направлении значимыми по нашему мнению оказываются работы Я.Б. Зельдовича, И.А. Квасникова, Борисова А.А. и других, [3 - 7].

В газовой динамике, как впрочем, и в классической термодинамике, используются феноменологические подходы, которые основываются на определенных представлениях и допущениях. Здесь используется понятие газообразной непрерывной сплошной среды, положение которой оценивается как в пространстве, так и во времени, а сам процесс рассматривается как не квазистатический, в отличие от представлений классической термодинамики. При этом сплошная среда характеризуется как деформируемая использованием обобщающих макроскопических параметров, свойственных оценке таких сред. В качестве параметров применяются, известные параметры термодинамики, при условии их изменения во времени. Так что скорость изменения термо-

динамических соотношений оказывается определяющим фактором оценки наблюдаемых изменений, а процессы считаются нестационарными. В тоже время, здесь понятие идеального газа трактуется как газ, в котором отсутствуют вязкость и теплопроводность.

В основу рассмотрения процессов в газовой динамике положены законы сохранения массы, импульса и энергии, которые отображаются с учетом фактора времени. Так, в частности учитывается специфика деформации газа во времени через объем связанный со временем - $V(t)$, а объем относящийся к пространству отображается в форме некоторого пространства - V .

Обозначенные законы учитываются в форме зависимостей, которые в последующем детализуются и трансформируются в более конкретные выражения.

Закон сохранения массы представляется в виде соотношения:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV = 0 \quad (1)$$

где, ρ – плотность газов в текущий момент времени.

Закон сохранения импульса или количества движения в виде:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \vartheta dV = R \text{ или } \int_{V(t)} \rho \frac{d\vartheta}{dt} dV = R \quad (2)$$

где, ϑ – скорость потока газов; R – результирующий вектор приложенных к объему газа сил.

Закон сохранения энергии отображается в виде зависимости:

$$d \left(\int_{V(t)} \rho E dV \right) = L + Q \text{ или } \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho E dV = N + Q^1 \quad (3)$$

где, E – полная удельная энергия, энергия, отнесенная к единице массы; L – работа внешних сил; Q – количество подведенного тепла в систему; N – мощность, работа внешних сил за единицу времени; Q^1 – количество тепла, подведенного в систему за единицу времени.

Приведенные соотношения свидетельствуют о том, что газодинамические процессы зависят от характера возмущения газовой среды и скорости ее перемещения, а их анализ должен производиться с учетом специфики воздействия как внешних, так и внутренних факторов. Однако решение этих соотношений связано с неопределенностью, или как говорят в математике не замкнутостью, поскольку они содержат четыре неизвестных переменных.

В этой связи заметим, что возмущение газовой среды в дизеле происходит как в результате процессов сгорания топливовоздушной смеси, которое приводит к образованию избыточного давления, так и

вследствие механического воздействия инерционных сил, образуемых в результате вращения коленчатого вала, которые приводят к перемещению поршня с неравномерной линейной скоростью перемещения в цилиндре дизеля. Так что решение задач газовой динамики для цикловых процессов дизеля обусловлено необходимостью разрешения проблем теоретического характера, в связи с потребностью составления модели процесса и в дальнейшем выбора метода решения поставленной задачи.

Цель работы

Целью настоящей работы является исследование закономерностей газодинамических процессов, позволяющих установить параметрические соотношения в период расширения сжатых газов при перемещении поршня с заданной скоростью в цилиндре экспериментальной установки, с тем, чтобы была обоснованность их использования при дальнейшем анализе работы реальных конструкций дизеля.

Такая постановка цели исследования обусловлена в первую очередь тем, что в предшествующих работах нами была показана возможность определения степени предварительного расширения в цикле работы дизеля через посредство введения понятия объемной скорости [8].

Изложение основного материала

Исследуя рассматриваемый вопрос по литературным источникам и публикациям, нами было обращено внимание на теоретические разработки, относящиеся к теории ударных волн. В частности к теории волн разряжения. Изложенные здесь подходы указывают на вероятность возникновения отмечаемой ситуации при достижении характерных, или как их называют, критических моментов, связанных с соотношением между скоростью потока газов и скоростью перемещения поршня. Предполагается, что если поршень движется с ускорением в попутном потоку газов направлении, а сам поток газов движется с некоторым замедлением, то условие разрыва допустимо. При этом его достижение оценивается как скачек разряжения, т.е. как условие, при котором наблюдаются резкие изменения термодинамических параметров.

В частности в этом случае энтропия не будет постоянной величиной ($S \neq \text{const}$), в отличие от идеальной адиабаты для которой энтропия оценивается как постоянная величина ($S = \text{const}$). Более того, ударное разряжение приводит к снижению темпа роста энтропии.

Однако в этом направлении наблюдаются некоторые противоречия в оценке условий возникновения такой волны разряжения. В частности, в соответствии с теоремой Цемплена существование ударных волн разряжения в дифференциальной модели отрицается, [3,7]. В тоже время известно

открытие, которым зарегистрировано существование ударных волн разряжения при условии использования соответствующих сред в некотором пространстве, [9].

При исследовании волны разрежения принимают во внимание, что возмущения потока газов происходит со скоростью звука. Так что зависимость, определяющая условия образования волны разряжения от скорости движения поршня отображают в виде соотношения:

$$a = \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{2}{\gamma-1} a_n - |u_n| \right) \quad (4)$$

a – скорость звука за линией разрыва, м/с; a_n – скорость звука до образования линии разрыва, м/с; $|u_n|$ – скорость поршня в текущем интервале времени, м/с; γ – показатель адиабаты.

Исходя из выражения (4) авторы исследований приходят к выводу об ограниченной возможности образования волны разряжения и делают вывод о том, что в энергоизолированной системе ударная волна разряжения невозможна.

Поскольку ее образование связано с необходимостью обеспечения скорости поршня, которая определяется из условия:

$$|u_n| > 2a_n/(\gamma - 1) \quad (5)$$

Подвергая анализу выражение (4) заметим, что скорость поршня в этом случае определяется из условия:

$$|u_n| = \frac{2(a_n - a)}{\gamma - 1} \quad (6)$$

Так, что при условии равенства $a_n = a$, будет наблюдаться линия разрыва, а в случае если $a > a_n$ будет наблюдаться разряжение. В таком контексте важным моментом оказывается определение понятия скорости - a . Важно понимание природы возникновения этой скорости и характер ее образования.

В целях выяснения этого обстоятельства нами рассматривались классические представления, для которых свойственно следующее условие:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\gamma = \left(\frac{a_n}{a} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad (7)$$

где, P_1 , P_2 – давление газов до образования линии разрыва, в изобарном процессе и в момент образования линии разрыва. Давление в момент образования линии разрыва принимается равным атмосферному давлению.

V_1 , V_2 – объем цилиндра до образования линии разрыва, в изобарном процессе и в момент образования линии разрыва.

При сделанных допущениях, таким образом, обеспечивается возможность определения всех параметров процесса, включая место расположения линии разрыва.

В частности. Объема, при котором возможно достижение разрыва, из условия:

$$V_2 = V_1 \sqrt[\gamma]{P_1/P_2} \quad (8)$$

Скорости звука в изобарном процессе, до линии разрыва, из условия:

$$a_n = \sqrt[\gamma]{\frac{P_1}{\rho_1}} = \sqrt{\gamma RT} \quad (9)$$

где, ρ_1 – плотность газов в изобарном процессе, до линии разрыва; R – универсальная газовая постоянная; T – температура газов в рассматриваемом процессе.

Плотность газов находящихся в цилиндре, из условия, что в настоящей работе используется воздух

$$\rho_1 = \frac{P_1 M}{RT} \quad (10)$$

где, M – молярная масса воздуха, в расчетах принималась $29 \cdot 10^{-3}$ кг/моль.

Скорость звука в момент образования линии разрыва

$$a = a_n \sqrt[\frac{2\gamma}{\gamma-1}]{\frac{P_2}{P_1}} \quad (11)$$

С целью проверки выдвигаемой гипотезы о вероятном возникновении отмечаемой линии разрыва, в условиях лаборатории СДВС кафедры Судовых энергетических установок изготовлена экспериментальная установка, см. фото 1 – 4.



Фото 1. Положение поршня в начале эксперимента.
В области перед поршнем избыточное давление 3 бара, пружина сжата



Фото 2. Положение поршня в момент высвобождения пружины. В области перед поршнем наблюдаются изменение цвета воздушной среды



Фото 3. Положение поршня, при котором явно выражено изменение цвета воздушной среды перед поршнем, что свидетельствует о фазовых преобразованиях

Конструктивно установка содержит стеклянный цилиндр, полость которого ограничена крышками. При этом, одна из крышек обеспечивает герметическое уплотнение в плоскости контакта с цилиндром, через посредство уплотнительной прокладки и одновременно служит местом для установки штуцерного соединения с воздушным насосом, с помощью которого создавалось избыточное давление. Другая крышка, будучи соединенной шпильками с уплотняющей крышкой, не является герметичной по отношению к цилиндру, а используется в качестве упора для пружины сжатия и как направляющая штока поршня, за счет выполненного по диаметру оси штока отверстия.

В полости цилиндра размещен плотно прилегающий к поверхности цилиндра поршень, связанный со штоком. Длина штока рассчитывалась таким образом, чтобы достигалась возможность надежного соединения с пружиной в ее свободном состоянии.



Фото 4. Положение поршня, при котором наблюдается разряжение в пространстве перед поршнем

Поршень выполнен из фторопласта, с установкой резиновых уплотнительных колец. В теле поршня, в осевом направлении выполнено сквозное отверстие по диаметру невозвратного клапана, который через посредство соединительной трубки связан с вакуумметром стрелочного типа.

В целях сжатия пружины, в конструкции предусмотрено использование винта и гайки с ленточной резьбой. Удержание пружины в сжатом состоянии предусмотрено использованием двуплечего рычага, в короткой части которого выполнены вырезы для их размещения в фиксаторах.

Геометрические размеры цилиндра и жесткость пружины избирались из условия вероятной имитации процесса расширения газов в дизеле. Жесткость пружины избиралась из условия обеспечения скорости перемещения поршня в свободном состоянии в интервале значений, характерных для малооборотных дизелей, (6 – 8) м/с.

В этой связи, в ходе выполнения эксперимента скорость перемещения конца пружины при ее выпрямлении рассчитывалась по методикам, которые предусмотрены для расчета изготавливаемой в промышленности пружины.

Расчет скорости выпрямления конца пружины производился использованием зависимости:

$$V_K = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_3}{F_3}\right)}{10^{-3} \sqrt{2G\rho}} \quad (12)$$

где, τ_3 – максимальное напряжение сдвига. Определяется исходя из условия, что при расчете известны диаметр пружины и диаметр проволоки, из которой она изготовлена.

$$\tau_3 = k \frac{8F_3 D}{\pi d^3}$$

где, k – вспомогательный коэффициент; F_3 – максимальная сила сжатия пружины, при которой соприкасаются все витки пружины. По стандартам $F_3 = 1014\text{Н}$.

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3}$$

где, c – индекс пружины, определяемый из соотношения D/d , наружного диаметра пружины к диаметру проволоки, из которой изготовлена пружина. По результатам выполненных замеров наружный диаметр пружины составил, $D = 67\text{мм}$, диаметр проволоки $d = 6\text{мм}$. Так что индекс пружины составил - $c = 11,6$.

При этом вспомогательный коэффициент составил:

$$k = 4 \cdot 11,6 + 2/4 \cdot 11,6 - 3 = 1,2$$

И максимальное напряжение сдвига составило:

$$\tau_3 = 1,2 \frac{8 \cdot 1014 \cdot 67}{3,14 \cdot 6^3} = 897,5\text{МПа}$$

G – модуль сдвига, определяемый в зависимости от модуля упругости - $E = 2 \cdot 10^5\text{МПа}$ и коэффициента Пуассона - $\mu = 0,3$, принимаемых по ГОСТ 13770-86. Модуль сдвига, таким образом, составил:

$$G = E/2(1 - \mu) = 200000/2,6 = 76923\text{МПа}$$

F_2 - рабочее осевое усилие, определяется в зависимости от максимального усилия сжатия - F_3 .

$$F_2 = F_3(1 - \sigma) = 1014(1 - 0,25) = 760\text{Н}$$

σ - относительный инерционный зазор пружины, для пружин сжатия первого и второго классов $\sigma = (0,05 - 0,25)$.

ρ - плотность стали, из которой изготовлена пружина $\rho = 7850\text{кг/м}^3$.

Подставив определенные выражения в уравнение (12) скорость конца пружины составит:

$$V_K = \frac{\tau_3(1 - \frac{F_2}{F_3})}{10^{-3}\sqrt{2G\rho}} = \frac{897,5(1 - \frac{760}{1014})}{10^{-3}\sqrt{2 \cdot 76923 \cdot 7850}} = \frac{224,85}{34,751} = 6,47\text{ м/с}$$

В соответствии с конструктивным исполнением экспериментальной установки в период исследования разработана расчетная схема, позволяющая смоделировать наблюдаемые процесс, обеспечивая наглядность реализуемых подходов при выполнении анализа полученных результатов, см. рис. 2.

Порядок проведения эксперимента включал в себя выполнение ряда последовательных действий: 1. Сжатие пружины до предела соприкосновения витков; 2. Фиксация пружины в сжатом состоянии; 3. Подача избыточного давления в область (1), см. рис. 2, в интервале (2,5-3,0) бара; 4. Снятие фиксирующего рычага; 5. Наблюдение за процессом и контроль изменения давления в цилиндре в начале эксперимента и в период движения поршня.

В период проведения эксперимента осуществлялась видеосъемка с кадровой частотой 50 кадров в секунду, что обеспечило возможность в определенной мере судить о скорости протекания процесса использованием соответствующих компьютерных программ.

В ходе эксперимента представилось возможным пронаблюдать образование линии разрыва через посредство контроля над давлением в цилиндре использованием вакуумметра, а также благодаря изменениям прозрачности воздуха, указывающего на вероятное изменение (снижение) температуры. На расчетной схеме отмечаемая линия разрыва обозначена сечением - (2-2), ее расположение оказалось на расстоянии $X_2 = 40\text{мм}$ или на расстоянии $X_2 + X_1 = 40 + 86 = 126\text{мм}$.

Наблюдаемое обстоятельство свидетельствует о том, что образовавшееся разряжение воздуха может быть объяснено единственным условием, а именно разностью скоростей потока газа, вследствие его перемещения за счет движения поршня.

Обсуждение результатов

Дальнейшая обработка полученных результатов эксперимента и их анализ осуществлялись использованием зависимостей (8 – 11). При этом делалось допущение о том что давление на линии разрыва, обозначенное индексом - P_2 равно атмосферному давлению, поскольку за линией разрыва давление должно оказаться менее атмосферного.

То есть $P_2 = 1\text{кг/см}^2 = 98067\text{Н/м}^2$. В это же время давление сжатого воздуха в камере, в области (1) составляло $P_1 = 3\text{кг/см}^2 = 294200\text{Н/м}^2$. Температура воздуха принималась равной 20°C или 293°K . Так что плотность воздуха в области (1), определяемая по выражению (10) равна:

$$\rho_1 = \frac{294200 \cdot 0,029}{8,31 \cdot 293} = 3,5\text{кг/м}^3$$

Скорость звука - a_n в области (1) определялась по выражению (9), из допущения, что наблюдаемый процесс можно рассматривать как изобарный, а воздух в основном представляет двумолекулярную структуру, показатель адиабаты $\gamma = 1,4$, [3]. Скорость звука в невозмущенной среде, в области (1) составит:

$$a_n = \sqrt{1,4 \frac{294200}{3,5}} = 343\text{м/с}$$

Скорость звука - a в области (2), непосредственно на линии разрыва определится из соотношения (11) из соображений что давление $P_2 = P_a$.

$$a = 343 \sqrt[2,8]{\frac{98067}{294200}} = 343 \sqrt[7]{0,333} = 293\text{м/с}$$

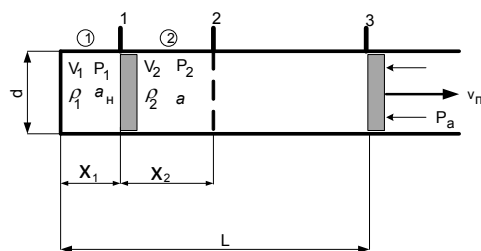


Рис. 2 – Расчетная схема эксперимента: $d = 56\text{мм}$ – диаметр цилиндра; V_1, V_2 – объем первой и второй полости цилиндра; ρ_1, ρ_2 – плотность воздуха в первой и второй области; P_1, P_2 – давление воздуха в первой и второй области; a_1, a – скорость звука в первой и второй области; V_n – скорость и направление перемещения поршня; P_a – атмосферное давление; $X_1 = 86\text{мм}$ – протяженность первой области, области сжатого воздуха; $X_2 = 40\text{мм}$ – ход поршня до линии разрыва; $L = 260\text{мм}$ – протяженность рабочей области цилиндра; 1, 2, 3 – условные сечения цилиндра.

Воспользовавшись выражением (8), определим расстояние X_2 на котором вероятно возникновение линии разрыва. Имеем:

$$X_2 = X_1 \sqrt{P_1/P_2} = 86 \sqrt{98067/294200} = 39,23\text{мм}$$

Так что с учетом расстояния X_1 суммарное расчетное расстояние, пройденное потоком воздуха, составило: $X_1 + X_2 = 86 + 40 = 126\text{мм}$.

Сопоставляя полученные расчетные значения суммарного расстояния от крышки цилиндра до линии разрыва, с наблюдаемыми в ходе эксперимента значениями, отметим, что отклонения между полученными значениями равны 2,6%, что соответствует принятым в инженерной практике допущениям.

Отметим, что в ходе выполнения эксперимента была установлена длительность движения поршня при прохождении расстояния 40 мм, она составила $t_n = 0,16$ мкс. (микросекунд) или $t_n = 0,16 \cdot 10^{-3}\text{с}$ к моменту образования разряжения. Так что при известном расстоянии, пройденном поршнем – $X_2 = 40\text{мм} = 0,04\text{м}$, скорость поршня оказалась равной $U_n = X_2/t_n = 0,04/0,00016 = 250\text{м/с}$.

Заметим также, что скорость поршня, определенная по выражению (6) составила:

$$|u_n| = \frac{2(343-293)}{1,4-1} = 250\text{м/с}.$$

Так что результаты эксперимента в полной мере корреспондируются с известными теоретическими положениями.

Подвергая анализу, полученные результаты эксперимента заметим, что они не до конца поясняют природу наблюдаемого эффекта образования линии разрыва. В этой связи рассмотрим гипотезу образования разряжения в рассматриваемом случае связанную с учетом особенностей распространения

расширяющихся газов и проявлением насосного эффекта в результате перемещения поршня, полагая при этом, что поршень в цилиндре выполняет функцию вакуумного насоса, [10].

Причем результат откачки воздуха в этом случае оказывается не завершенным, поскольку используемая конструкция не предусматривает такой цели. Как впрочем, и при движении поршня в цилиндре реального двигателя, где движение поршня в такте расширения осуществляется в момент, когда органы газообмена оказываются закрытыми.

Воспользуемся по этой причине результатами исследований в вакуумной технике, [9]. Отметим при этом, что в используемой нами установке наблюдаемый процесс условно может быть разделен на два этапа. Первый из них может быть охарактеризован как входящий поток газов, поскольку здесь распространение газов по объему цилиндра осуществляется при избыточном давлении. На этом этапе в условно обозначенный насос обеспечивается объем газов при избыточном давлении в единицу времени. Так, что этот поток газов оценивается в виде $\text{Па} \cdot \text{м}^3/\text{с}$. А сам входящий поток газов определится из условия:

$$Q_{\text{вх}} = -\frac{d(P_1 V_1)}{dt} = -V_1 \frac{dP}{dt} \quad (13)$$

На условно выделенном втором этапе наблюдается процесс откачки газов, который обусловлен скоростью перемещения поршня – U_n и, как следствие быстротой «откачки» газов – $\text{м}^3/\text{с}$, т.е. по сути объемной скоростью процесса, допущение о которой нами было сделано в работе [2]. Быстрота откачки определится из соотношения:

$$W = U_n \cdot S \quad (14)$$

где, S – площадь сечения цилиндра.

Так что, количество «откачиваемого» воздуха определится из условия:

$$Q_{\text{от}} = W \cdot P_1 = U_n \cdot S \cdot P_1 \quad (15)$$

В случае равенства $Q_{\text{вх}} = Q_{\text{от}}$ наступает, так называемый режим квазистатического равновесия, [9]. Так что, при выполнении условия

$$W \cdot P_1 = U_n \cdot S \cdot P_1 = -V_1 \frac{dP}{dt}$$

будет наблюдаться линия разрыва.

Воспользовавшись выражением (13) и известными параметрами – P_1, V_1 и t_n определим входящий поток газов – $Q_{\text{вх}}$. Имеем,

$$Q_{\text{вх}} = -\frac{0,000098 \cdot 294200}{0,00016} = 181062 \text{Па} \cdot \text{м}^3/\text{с}.$$

Определим количество «откачиваемого» воздуха движущимся поршнем, имеем:

$$Q_{от} = 250 \cdot 0,00246 \cdot 294200 = 181062 \text{ Па} \cdot \text{м}^3/\text{с}.$$

Сопоставляя полученные результаты, отметим, что в рассматриваемом нами процессе наблюдается равенство количества входящего потока газов с количеством «откачиваемых» газов, т.е. наблюдается линия разрыва.

Заметим также, что выдвигаемая гипотеза определения положения линии разрыва, по условию сравнения потока поступающего количества газов и потока «откачиваемого» газа представляется более информативной и относительно простой для исследования. В частности, здесь обеспечивается возможность учесть геометрию цилиндра, в сочетании с газодинамическими характеристиками процесса.

Выводы

На основании полученных результатов эксперимента можно сделать некоторые выводы, с позиций дальнейшего использования при анализе работы реальных конструкций двигателей внутреннего сгорания: 1. Скорость перемещения поршня под воздействием избыточного давления оказывается значительной, из чего следует, что существуют значительные разбросы значений скорости перемещения поршня. Вероятно, скорость поршня, используемая в оценке работы реального двигателя как средняя величина, не позволяет корректно отобразить специфику его работы. В этом отношении следует осуществлять дифференциацию характера перемещения поршня.

Учитывая вероятность образования линии разрыва в потоке газов, которая получена при эксперименте, представляется целесообразным проведение исследований в этом направлении на реальных конструкциях. На начальном этапе в форме численного исследования при последующей постановке эксперимента на действующих конструкциях дизелей.

Список литературы

1. Пригожин, И. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур: Пер. с англ. Ю.А. Данилова и В.В. Белого / И. Пригожин, Д. Кондепуди. – М.: Мир, 2002. – 461 с.
2. Квасников, И. А. Термодинамика и статистическая физика. Т.1: Теория равновесных систем: Термодинамика / И. А. Квасников. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 240 с.
3. Кругов, М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания / М. Г. Кругов, А. А. Меднов. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.
4. Зельдович, Я. Б. Ударные волны большой амплитуды в газах / Я. Б. Зельдович, Ю. П. Райзер // *Успехи физических наук*. – 1957. – Т. 93. – Вып. 3. – С. 614-641.
5. Зельдович, Я. Б. К вопросу об энергетическом использовании детонационного горения / Я. Б. Зельдович // *Журнал технической физики*. – 1940. – Т. 10. – Вып. 17. – С. 14-53.
6. Борисов, А. А. Эволюция волн разряжения вблизи термодинамической критической точки / А. А. Борисов,

- А. А. Борисов, С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков // *Письма ЖЭТФ*. – 1980. – т. 31, вып. 11. – С. 619 – 622.
7. Ударные волны разряжения в численных решениях задач газовой динамики / Абакумов М.В., Мухин С.И., Попов Ю.П., Рогожин Д.В. – М.: ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2008. – 32 с.
8. Литвиненко, В. П. Неравновесность термомеханических процессов в цикле судовых дизелей: монография / В. П. Литвиненко. – Одесса: Феникс, 2017. – 176 с.
9. Научное открытие России «Явления образования ударных волн разряжения». Авторы: А. Г. Иванов, С. А. Новиков, Ал. А. Борисов, Ан. А. Борисов, Я. Б. Зельдович, С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков. Заявка: № ОТ-10012 от 30.01.79 / ОТ-10353 от 31.10.80. Дата регистрации: 28 августа 1986 г.
10. Юрьева, А. В. Расчёт вакуумных систем: учебное пособие / А. В. Юрьева. Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 114 с.

Bibliography (transliterated)

1. Prigozhin, I., Kondepudi, D. Sovremennaya termodinamika. Ot teplovykh dvigateley do dissipativnykh struktur: Per. s angl. [Modern thermodynamics. From thermal engines to dissipative structures]: YU.A. Danilova i V.V. Belogo – M.: Mir, 2002, 461s., il.
2. Kvasnikov, I. A. Termodinamika i statisticheskaya fizika. T.1: Teoriya ravnovesnykh sistem: Termodinamika [Theory of regular systems: Thermodynamics]. - M.: Yeditorial URSS, 2002. - 240 p.
3. Kругov, M. G., Mednov, A. A. Gazovaya dinamika kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya [Gas dynamics of combined internal storage engines]. – M.: Mashinostroyeniye, 1988, 360 s.
4. Zel'dovich, Ya. B., Rayzer, Yu. P. Udarnyye volny bol'shoy amplitudy v gazakh [Shock free large amplitudes in gases], *Uspekhi Fizicheskikh Nauk*, 1957, **93**, 3, 614-641.
5. Zel'dovich, Ya. B. K voprosu ob energeticheskom ispol'zovanii detonatsionnogo goreniya [On the issue of energy development fission of detonation combustion], *Journal of Technical Physics*, 1940, **10**, 17, 14-53.
6. Borisov, A. A., Kutateladze, S. S., Nakoryakov, V. Ye. Evolyutsiya voln razryazheniya vblizi termodinamicheskoy kriticheskoy tochki [Evolution of a wave of expansion in a thermodynamic critical point], *Pis'ma ZHETF*, 1980, **31**, vyp. 11, 619 – 622.
7. Udarnyye volny razryazheniya v chislennykh resheniyakh zadach gazovoy dinamiki [Free shock waves in expansions in even solutions for gas dynamics]: Abakumov M. V., Mukhin S. I., Popov Yu. P., Rogozhin D. V. - M.: IPM them. M.V. Keldysh Academy of Sciences, 2008, 32 p.
8. Litvinenko, V. P. Neravnovesnost' termomekhanicheskikh protsessov v tsikle sudovykh dizeley: monografiya [Nonequilibrium thermomechanical processes in the cycle of marine diesels: monograph], Odessa: Feniks, 2017, 176 s.
9. Nauchnoye otkrytiye Rossii «Yavleniya obrazovaniya udarnykh voln razryazheniya»: A. G. Ivanov, S. A. Novikov, Al. A. Borisov, An. A. Borisov, Ya. B. Zel'dovich, S. S. Kutateladze, V. Ye. Nakoryakov. Zayavka: № OT-10012 ot 30.01.79 / OT-10353 ot 31.10.80. Data registratsii: 28 avgusta 1986 g.
10. Yuryeva, A. V. Raschot vakuumnykh sistem: uchebnoye posobiye. Tomskiy politekhnicheskii universitet, Tomsk: Izd-vo Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2012, 114 s.

Сведения об авторах (About authors)

Литвиненко Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия», зав. кафедрой «Эксплуатации судовых энергетических установок», г. Мариуполь, Украина; e-mail: jltinski@gmail.com.

Volodymyr Lytvynenko – candidate of Technical Sciences, Docent, the head of «Ship power plant operation», Azov Maritime Institute of the National University «Odessa Maritime Academy», c. Mariupol, Ukraine; e-mail: jltinski@gmail.com.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Литвиненко, В. П. Оценка скорости потока газов в системе поршень-цилиндр / **В. П. Литвиненко** // *Вестник НТУ «ХПИ»*, Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2018. – № 16 (1292). – С. 56–64. – doi:10.20998/2413-4295.2018.16.08.

Please cite this article as:

Lytvynenko, V. Evaluation of the flow gaz rate in the piston cylinder system. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2018, 16 (1292), 56–64, doi:10.20998/2413-4295.2018.16.08.

Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Литвиненко, В. П. Оцінка швидкості потоку газів в системі поршень – циліндр / **В. П. Литвиненко** // *Вісник НТУ «ХПІ»*, Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 16 (1292). – С. 56–64. – doi:10.20998/2413-4295.2018.16.08.

АНОТАЦІЯ В сучасних умовах все більш актуальним стає питання щодо пошуку оптимізаційних рішень щодо роботи суднових дизелів. До такого висновку можливо прийти якщо розглянути тенденцію розвитку дизелів з позицій оцінки методів проектування, технічного та технологічного вдосконалення, а також на підставі характеру досліджень, які впроваджуються в даному напрямку. В особливості це стосується теоретичних підходів, які використовуються в сучасних методиках відображення циліндрових термодинамічних процесів. Більшою часткою тут використовуються квазістатичні підходи щодо характеру змін параметрів, маючи на увазі що ці процеси рівноважні та обертові за весь період протікання. Однак як це слід з результатів сучасних досліджень допущення які приймаються не в повній мірі відображають реальність та по цієї причині їх використання стає в певній мірі стримуючим фактором розвитку дизелів. В дослідженні звернута увага на можливість опису роботи двигунів внутрішнього згоряння з позицій газової динаміки, стосовно швидкості потоків газу, як фактор що впливає на ефективність термодинамічних процесів. Встановлена недостатність інформації яка стосується врахування потоку газів при вимушених збуреннях, які супроводжуються при роботі дизеля, що призвело до необхідності виготовлення експериментальної установки, яка дозволила з'ясувати закономірності впливу переміщуваного в циліндрі поршня на характер змін швидкості потоку газів. Запропоновано алгоритм розрахунку швидкості потоку газів завдяки припущенню щодо рівності швидкостей розповсюдження газів які двинуться під впливом тиску та швидкості вивільнення об'єму циліндра рухомим поршнем, що забезпечило можливість визначити умовно виділену лінію рівноваги потоку газів по швидкості. Отримані результати експерименту свідчать про реальність зроблених припущень, а методи які реалізовані в дослідженні можуть бути використані при аналізі та розрахунку діючих дизелів.

Ключові слова: експериментальна установка; дизель; швидкість потоку газів; поршень; швидкість поршня; насосний ефект; швидкість звуку; вимушені коливання газів; вакуумметр; зворотний клапан; розрядження.

Поступила (received) 04.05.2018